№ 8. Warszawa, 25 sierpnia 1935 r. Rok XIII

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

POSTĘPY W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH.

(Por. *Technika Cieplna*, 1935, str. 96)

Drugiem ulepszeniem jest zastosowanie w rurze wylotowej o prostokątnym wylocie dyfuzorów. Dzięki temu nie zachodzi w rurze wylotowej żaden spadek ciśnienia, tylko osiąga się przy jej końcu trochę większe ciśnienie od panującego przy wylocie z ostatniego wirnika. Turbina, uwidoczniona na rys. 27, pracuje z pobieraniem pary w trzech miejscach do podgrzewania wody zasilającej kotły narazie z parą dolotową o ciśnieniu 15 *atn* i 375°C i wykazała podobno przy obciążeniu 12.800 *kW* sprawność efektywną 84,6 %.

Dla mocy powyżej około 20.000 *kW* fabryka *E B.* wykonywa typ dwukadłubowy, w którym reakcyjny cylinder niskoprężny posiada przeciwkierunkowy przepływ pary.

Tak samo jak inne wytwórnie i *Pierwsza Berneńska Fabryka* wprowadziła znaczne ulepszenia w regulacji turbin parowych. W stosowanej przez tę firmę do niedawna regulacji (rys. 30) serwomotor olejowy, wyposażony w tłok posuwisty, obracał wałek z osadzonemi na nim krzywkami. Ostatnie sterowały w ruchu całkowicie wodzonym kolejno działające zawory regulacyjne. Słabą stroną tej bez zarzutu działającej regulacji były dość znaczne opory, które musiał przezwyciężać serwomotor.

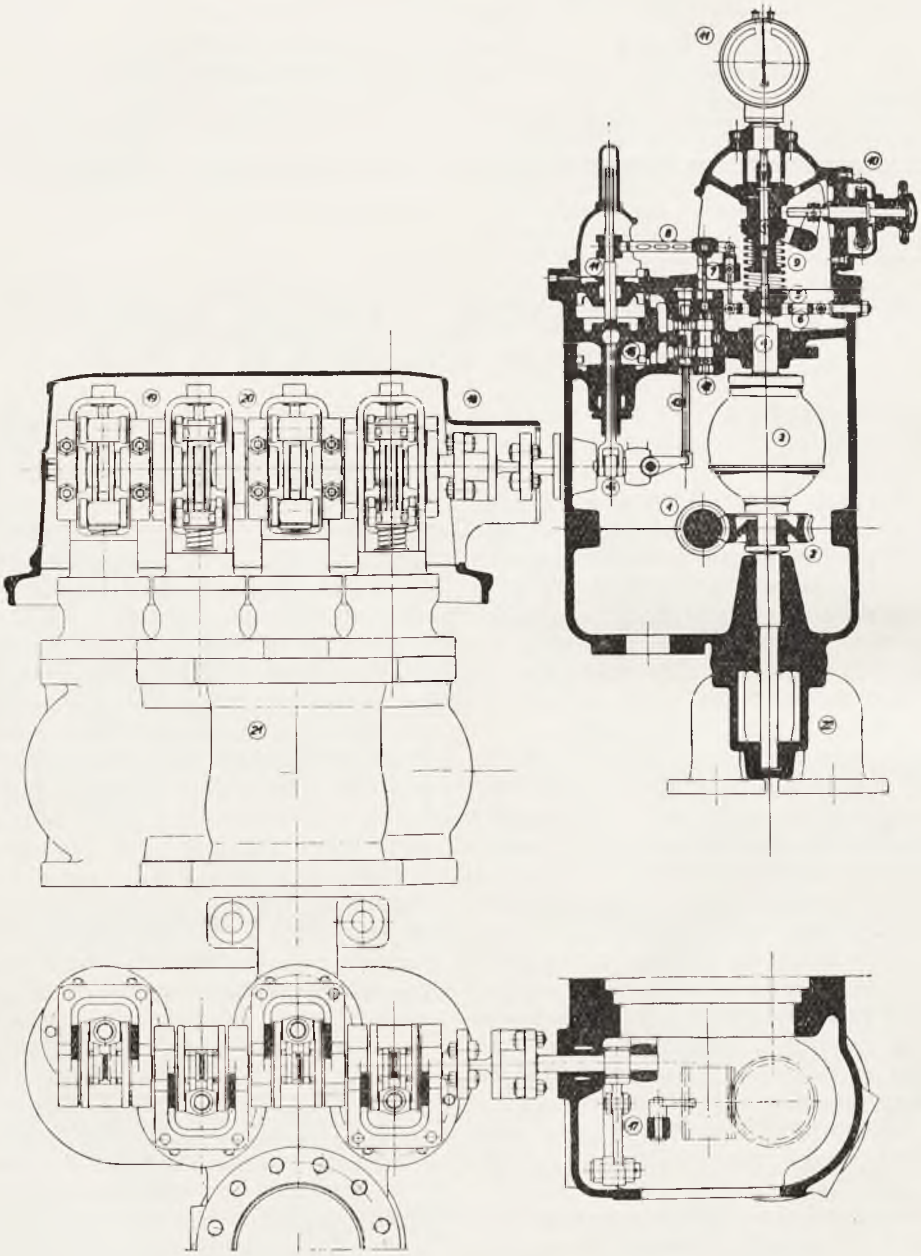
Celem zwiększenia czułości regulacji fabryka *E. B.* wprowadziła obecnie regulację, uwidocznioną na rys. 31. Serwomotor, stojący pod wpływem regulatora odśrodkowego, obraca wałek, na którym znajdują się dźwignie, uruchamiające suwaki serwomotorów. Tłoki ostatnich są połączone z zaworami regulacyjnemi, kolejno otwieranemi i zamykanemi ciśnieniem oleju. Regulacja nie posiada żadnych sprężyn, zamykających zawory. Jest to bezwzględnie dużą zaletą opisanej budowy, która jest jednakże dość kosztowna z powodu znacznej liczby części mechanizmu sterującego.

Pierwsza Berneńska Fabryka stosuje obecnie również otwieranie i zamykanie głównego zaworu odcinającego zapomocą serwomotoru olejowego (rys. 32). Obracając kółko ręczne, wpuszcza się olej pod ciśnieniem na górną część tłoka, który postępuje wówczas w dół i otwiera najpierw mały zawór, a po uzyskaniu odciążenia dużego, jednosiedzeniowego zaworu głównego i ten ostatni. Mechanizm, uruchamiany kółkiem ręcznem, przeciwdziała jednocześnie zbyt szybkiemu wpuszczeniu pary do turbiny, co jest bardzo ważne w instalacjach codziennie uruchamianych po nocnym postoju, z powodu którego para posiada najpierw niedostateczne przegrzanie. Wynik zaznaczony uzyskuje się przez umieszczenie w tłoku serwomotoru zaworu, widocznego na rysunku. Gdyby zawór ten był zbyt szybko opuszczany w dół zapomocą kółka ręcznego, to olej pod ciśnieniem odpłynąłby przez niego, nie wywołując ruchu w dół tłoka i z nim połączonego zaworu odcinającego.

Działanie regulatora bezpieczeństwa powoduje przez odpływ oleju tak zamknięcie zaworu głównego jak i zaworów regulacyjnych. Ten sam skutek wywołuje wytarcie się łoża oporowego Michella o 1 *mm*.

Dążność do możliwie największego zmniejszenia kosztów inwestycyjnych turbiny parowej przy zachowaniu możliwie największej niezawodności ruchu uwydatnia się najdobitniej w nowszych konstrukcjach *Towarzystwa A. E. G.* Są to przeważnie turbiny, składające się z koła Curtisa i z kilku (w dwukadłubowych typach — kilkunastu) stopni akcyjnych, pracujących z małym stopniem reakcyjności. Ze względu na uproszczenie budowy kadłuba i tem samem zwiększenie niezawodności pracy, *A. E G* nie dzieli obecnie ostatniego stopnia ciśnienia na dwie części o przeciwkierunkowym przepływie pary. Typ jednokadłubowy (rys. 33) o jednokierunkowym

przepływie pary ma opanować moc aż do 30.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min.* Celem zwiększenia sprawności turbiny i zmniejszenia jej kosztu *Tow. A. E. G.* zaleca stosowanie przy średniej mocy większej liczby obrotów od 3000 na min. i przekładni zębatej. Turbina, przedstawiona na rys. 33, jest wyposażona

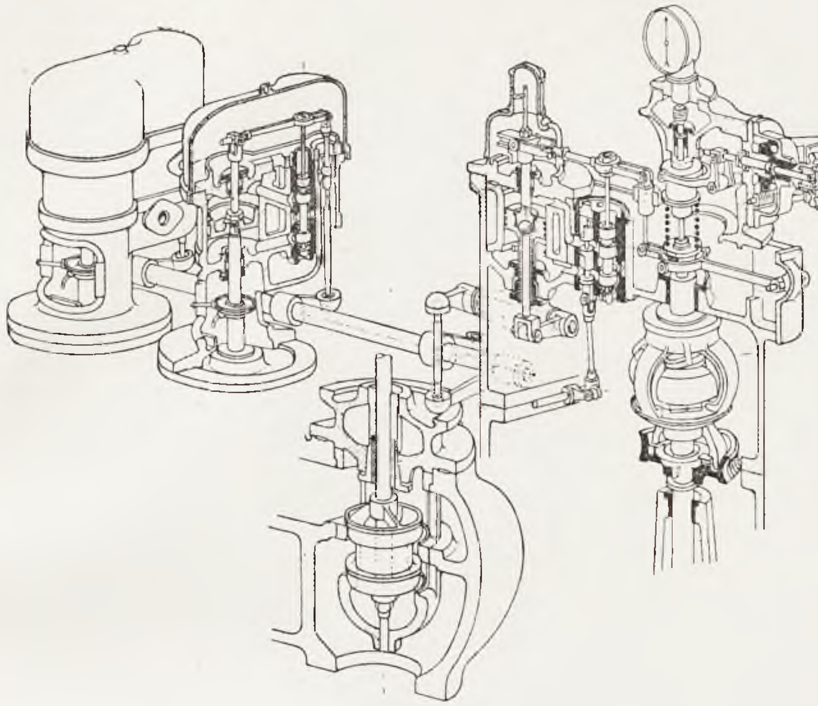


Rys. 30

w odbiory pary do podgrzewania wody zasilającej kotły. Oczywiście nie może ona, pomimo stosowania systemu akcyjnego, nie wymagającego tak dużej liczby Parsonsa jak system reakcyjny, posiadać tak dobrej sprawności jak odpowiednio zbudowany typ z niskoprężną częścią reakcyjną. Wprawdzie *Tow. A. E. G.* twierdzi, że w typie akcyjnym łopatki niskoprężne mniej ulegają erozjom i że wpływ hamujący na nie, wywierany przez wodę zawartą w parze, jest mniejszy niż w reakcyjnym, lecz twierdzenie to nie zostało jeszcze udowodnione w sposób bezsporny. W szczególności można mieć wątpliwości w stosunku do jednokadłubowej turbiny o jednokierunkowym przepływie pary przy mocy 30.000 *kW* i $n = 3000$ *obr/min.* Straty wylotowe byłyby bowiem bardzo duże, a sprawność ostatnich stopni ciśnienia niewielka z powodu dużych kątów łopatkowych, czyli sprawność całej turbiny niezbyt wysoka. Oczywiście zastrzeżenia te nie dotyczą jednostek o mocy ≤ 20.000 *kW* przy odpowiednich stanach pary.

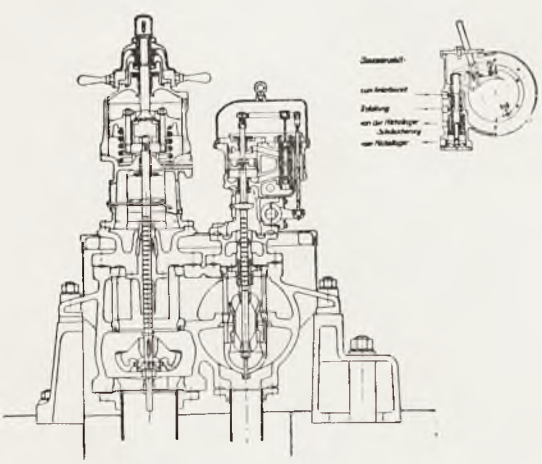
Z rozważań powyższych wynika, że *Tow. A. E. G.* słusznie zaleca typ dwukadłubowy (rys. 34) w wypadkach, w których turbina ma posiadać bardzo wysoką sprawność, lub w któ-

rych trzeba opanować bardzo duże objętości pary. Cylinder niskoprężny posiada dwukierunkowy przepływ pary, dzięki czemu może on opanować podwójną objętość pary turbiny wemi sworzniami. Konstrukcja ta ma przeciwdziałać obluźnianiu się wirników nawet przy największych różnicach temperatur pomiędzy tarczą wirnikową i wałem turbiny.



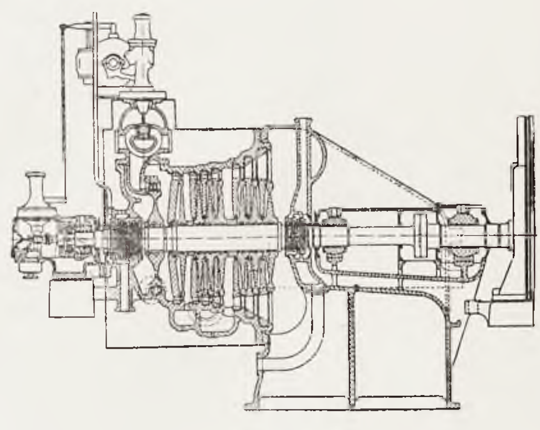
Rys. 31

jednokadłubowej (konstrukcja rys. 34 została już wykonana dla mocy 40.000 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min*). W przedstawionym na rysunku typie wały posiadają oddzielne łoża stopowe, a są połączone ze sobą sprzęgłem elastycznem.



Rys. 32

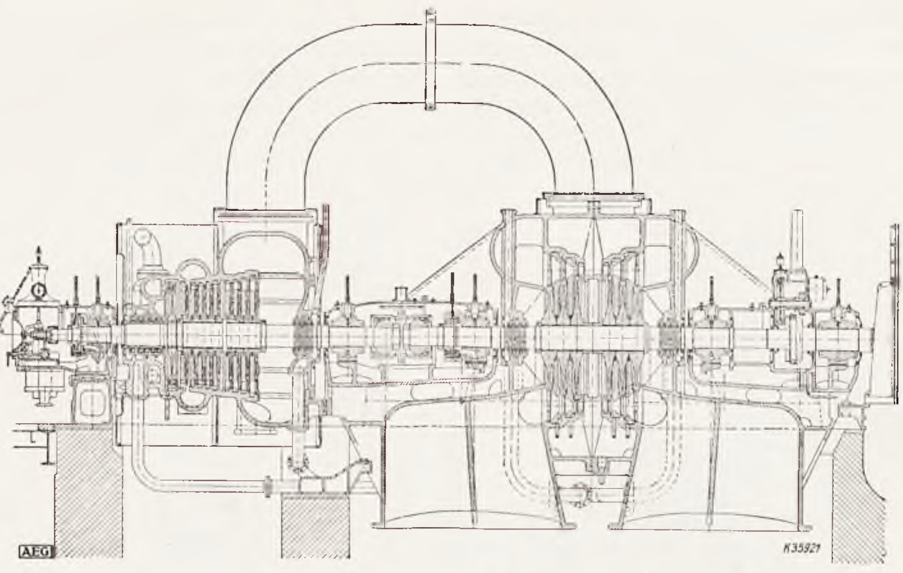
Pod względem regulacji *Tow. A.E.G.* zachowało swą dawną regulację ilościowo-jakościową z tłokiem obrotowym, jedynie zastąpiono jednosiedzeniowe zawory regulacyjne dwusiedzeniowemi. Z ulepszeń wprowadzonych należałoby zwrócić uwagę na umocowanie tarcz wirnikowych w części wysokoprężnej turbiny (rys. 35a). Osadzone są one ze skurczem na tulejach i przymocowane promienio-



Rys. 33

II. Turbiny przeciwprężne.

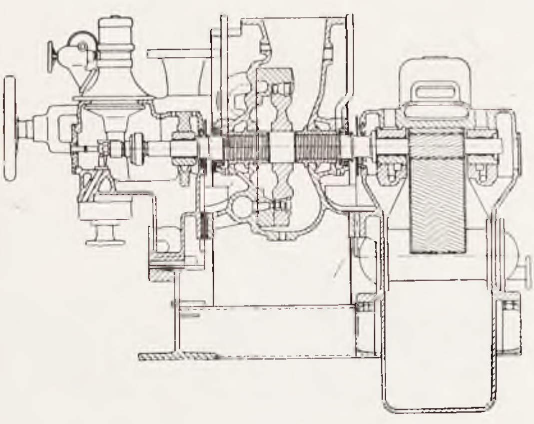
Turbiny przeciwprężne są wówczas najodpowiedniejsze, gdy zapotrzebowanie mocy jest mniejsze od zapotrzebowania odlotowej pary fabrykacyjnej. W naszych warunkach pracują one wyłącznie na potrzeby odnośnej wytwórni, natomiast zagranicą nadmiar mocy elektrycznej zostaje dość często dostarczany do sieci, a czasem nawet para odlotowa sprzedawana różnym fabrykom. Z powyższego wynikałoby, że u nas niema naogół celu ustawianie wysokosprawnych, a kosztownych turbin przeciwprężnych, bo do celów fabrykacyjnych dodawałoby się wówczas parę wprost z kotłów. Rozumowanie takie dość często nie jest słuszne.



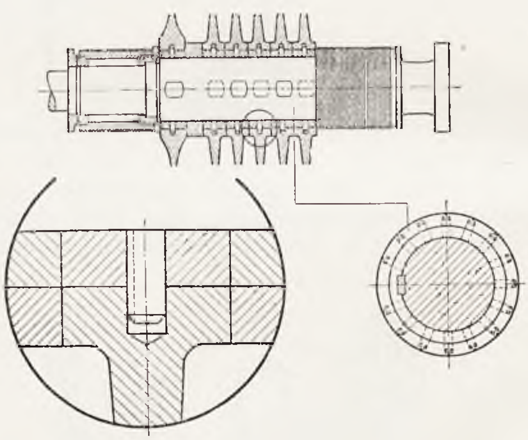
Rys. 34

Przy wyborze turbiny przeciwprężnej pomiędzy wysokosprawną i kosztowną a mniej sprawną i tańszą trzeba zawsze rozważyć, czy przy dalszym rozwoju odnośnej wytwórni nie wzrośnie więcej zapotrzebowanie mocy od pary, lub też czy nie powstanie możność sprzedaży nadmiaru wytworzonej energji elektrycznej. Ostatnie względy mogą czasem zadecydować na korzyść wyboru turbiny kosztowniejszej. Oczywiście i u nas w niektórych wytwórniach, posiadających w swych siłowniach także turbiny kondensacyjne, zależy na tem, aby turbina przeciwprężna wytworzyła z pary fabrykacyjnej możliwie największą moc. Wtedy przeważnie kalkuluje się najlepiej wysokosprawny typ droższy, posiadający dużą liczbę Parsonsa.

Zasadniczo wybór najodpowiedniejszego rodzaju turbiny przeciwprężnej zależy przedewszystkiem od rozporządzalnego spadku adjabatycznego cieplika i od przełykowej objętości pary. Przez ostatnią rozumieć należy iloczyn z przełykowego ciężaru pary na sekundę i średniej wartości objętości właściwej pary na początku i na końcu przebiegu w turbinie. Oprócz tego zmiany w obciążeniu lub w zapotrzebowaniu pary fabrykacyjnej mogą wywrzeć też pewien wpływ na wybór typu.



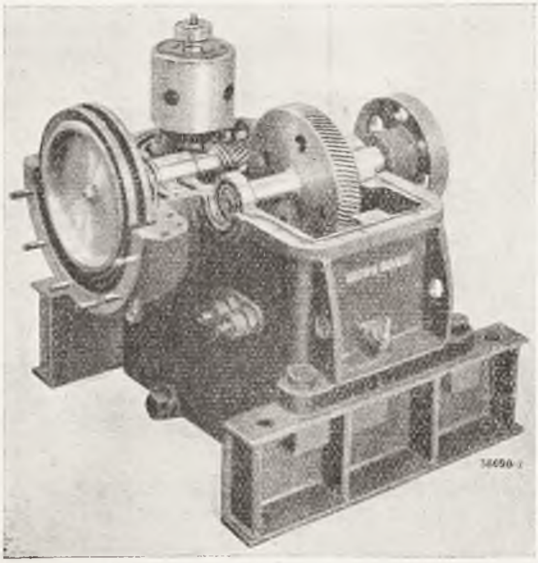
Rys. 35



Rys. 35 a

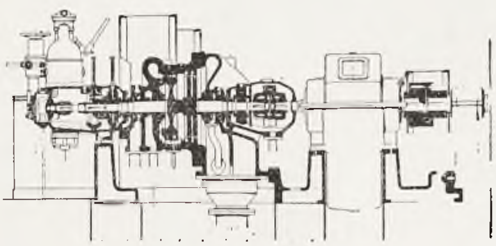
Przy małym spadku adjabatycznym i małej przełykowej objętości pary najodpowiedniejsza jest dwuwieńcowa turbina Curtisa ze względu na jej taniość. Nie posiada ona jednak wysokiej sprawności efektywnej, bo tylko pomiędzy 58 % a 65 %, lecz przy zastosowaniu regulacji ilościowo - jakościowej zużycie pary na jednostkę mocy podlega niewielkim zmianom przy różnych obciążeniach. W celu podniesienia sprawności turbiny Curtisa większość wytwórni buduje turbogeneratory z przekładniami, przyczem wał turbiny pracuje z $n = 4500$ do 8500 *obr/min.* Typ tego rodzaju z wałem gibkim w wykonaniu *Tow. A. E G.* o mocy aż do 1500 *kW* przy $n =$ $= 7500$ *obr/min* przedstawia rys. 35. Przy małej mocy można uzyskać tańszą budowę,

umieszczając koło Curtisa na końcu wału i stosując zwykłą regulację mechaniczną z dławieniem pary dolotowej. Konstrukcję tego rodzaju firmy *Brown-Boveri* widzimy na rys. 36.



Rys. 36

W ostatnim czasie natomiast niektóre fabryki starają się unikać w turbinach Curtisa o średniej mocy przekładni zębatej, która bądź co bądź powiększa koszty tej krótkiej turbiny i sprawia pewne odgłosy w hali ma-

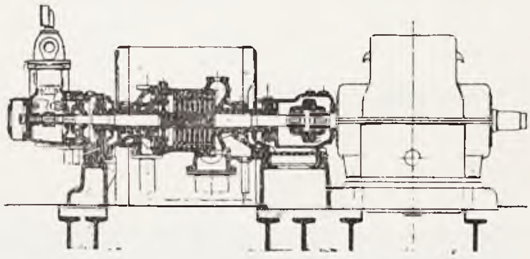


Rys. 37

szyn. Wówczas stosuje się $n = 3000$ lub 3600 *obr/min*. Bezwątpienia koszty budowy takiego silnika są mniejsze, lecz sprawność gorsza z powodu mniejszego stosunku $u : c_1$ i mniejszego łuku zasilania. Podkreślić też muszę, że rozwiązanie tego rodzaju jest tylko możliwe przy prądzie zmiennym, natomiast przy prądzie stałym praca turbogeneratora przy $n = 3000$ *obr/min* dała nawet przy małej mocy (około 200 *kW*) dotychczas zawsze wynik zupełnie ujemny.

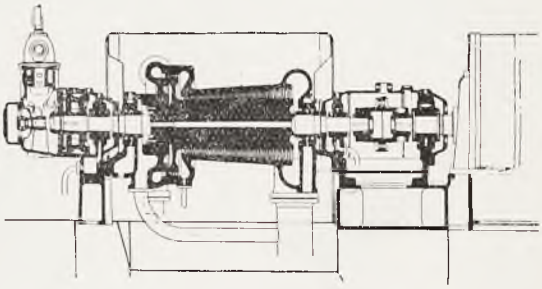
Jeżeli przy małej przełykowej objętości pary spadek adjabatyczny jest dość duży, co zachodzi przeważnie przy wysokiem ciśnieniu i wysokiej temperaturze pary dolotowej, to wówczas celem osiągnięcia lepszej sprawności bezwzględnie korzystniejsza jest turbina o większej liczbie Parsonsa. W takich wypadkach stosuje się przeważnie typ akcyjny z wałem gibkim, pracujący z $n = 6000$ do 7500 *obr/min* i z przekładnią zębatą. Wał gibki jest tutaj bardzo wskazany, bo dzięki małej jego średnicy zmniejszają się dość znacznie straty nieszczelności dławnicy wysokoprężnej, które przy wale sztywnym wynosiłyby duży procent małego przełyku pary. Jako przykłady takich turbin mogą służyć rys. 37 i 38, przedstawiające turbiny *Pierwszej Berneńskiej Fabryki*. Pierwsza turbina o mocy 320 *kW* przy $n = 7000$ *obr/min* ($p_1 = 16$ *atn*, $t_1 = 300^0$C, $p_2 = 1$ *atn*) składa się z koła Curtisa i dwóch kół akcyjnych; — wirniki tworzą jedną całość z wałem. Na rys. 38 natomiast widzimy turbinę, składającą się z koła Curtisa i 8 kół akcyjnych, która może posiadać dobrą sprawność przy większym spadku adjabatycznym cieplika;—moc 2150 *KM*, $n = 6000$ *obr/min*, $p_1 = 36$ do 40 *atn*, $t_1 = 400^0$ do 450^0C, $p_2 = 3{,}5$ *atn*.

Przy większych spadkach adjabatycznych, równomiernych warunkach obciążenia i w szczególności przy większej przełykowej



Rys. 38

objętości pary należy starannie rozważyć, czy rentować będzie się więcej turbina kilkostopniowa pracująca z przekładnią zębatą, czy też wielostopniowa pracująca z $n=3000$ *obr/min*. Typ ostatniego rodzaju jest oczywiście znacz-



Rys. 39

nie kosztowniejszy, jeżeli ma posiadać wysoką sprawność. Przeważnie stosuje się wówczas koło Curtisa z regulacją ilościowo-jakościową, aby uzyskać możliwie mały wzrost jednostkowego zużycia pary oraz temperatury pary odlotowej przy zmniejszeniu się obciążenia. Część niskoprężną może tworzyć wielostopniowa turbina reakcyjna o możliwie

dużej liczbie Parsonsa, lub wielostopniowa akcyjna, która przy wymaganiu wysokiej sprawności powinna posiadać liczbę Parsonsa około 2000. Rys. 39 przedstawia turbinę Curtis-reakcyjną (35 stopni) firmy *E. B.* o mocy 2100 *kW* przy $n = 3000$ *obr/min*; $p_1 = 21$ *atn*, $t_1 = 350^0$C, $p_2 = 2$ *atn*.

Obok osiowych turbin przeciwprężnych buduje się także promieniowe. Typy promieniowe, mianowicie przeciwbieżny *Ljungstroema* oraz powstały w ostatnich latach nieprzeciwbieżny firmy *Siemens-Schuckert*, omówiłem szczegółowo na innem miejscu [14]).

d. c. n.

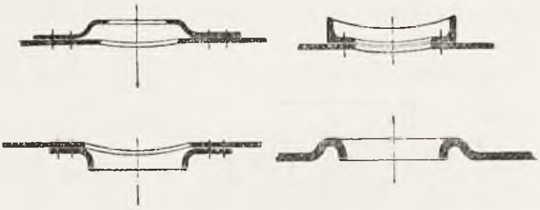
B. JASIONOWSKI, Inż.

UWAGI O BUDOWIE KOTŁÓW PAROSTATKOWYCH TYPU THOMAS-LAURENS.

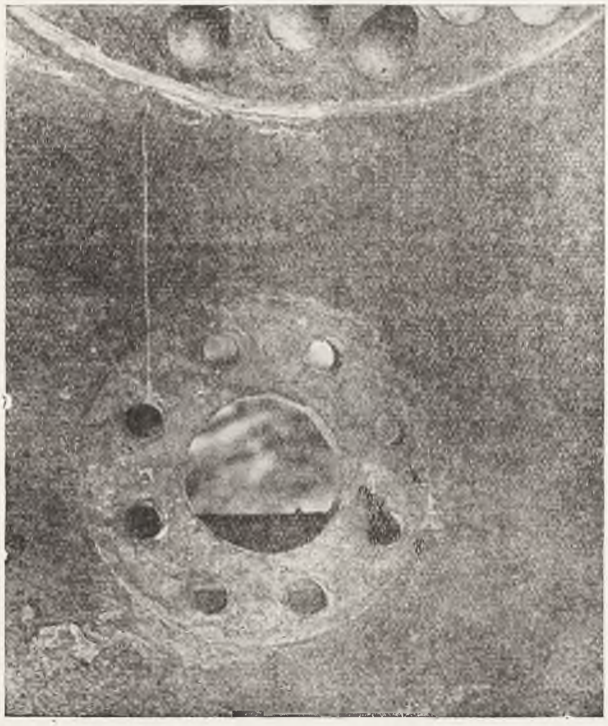
(Por. *Technika Cieplna*, 1935, str. 101)

VII. Włazy i otwory wyczystkowe.

Przepisy kotłowe zupełnie słusznie wymagają, żeby wszystkie wykroje w blachach, których większy wymiar przekracza 120 *mm*, miały wzmocnienia.



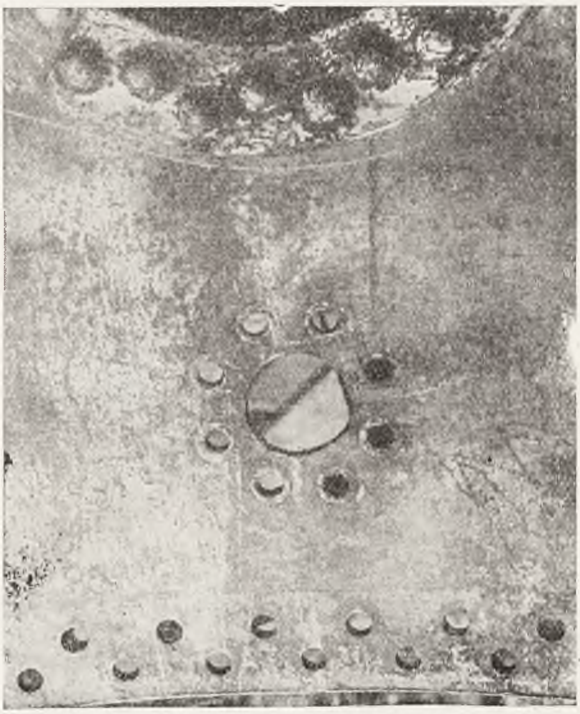
Rys. 36



Rys. 37

Widujemy następujące rodzaje wzmocnień: 1) zapomocą płaskich pierścieni, jedno lub dwustronnych (rys. 17), 2) pierścieni wytłaczanych (rys. 36), przynitowywanych z wierzchu lub z pod spodu płaszcza, wreszcie 3) kołnierzy wytłaczanych z krawędzi blach przy otworze (rys. 18).

Rzecz prosta, że ani pierwszy rodzaj, ani drugi nie daje zupełnej pewności co do bezpieczeństwa tych wzmocnień, ponieważ nie stanowią one całości z blachą, do której są przynitowane.



Rys. 38

Załączone fotografje (rys. 37 i 38) ilustrują dokładnie fakt rozdarcia blachy walczaka, jaki nastąpił w roku 1927-m podczas dokonywanej próby wodnej kotła pomimo wzmacniającego pierścienia wokół otworu włazowego.

---

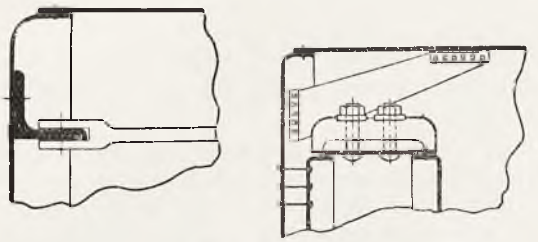
[14]) Patrz *Chrzanowski* — „Technika Cieplna", r. 1929 Nr. 3, oraz r. 1935 Nr. 1 i 2.

Szczególnie niebezpieczne, jak wiadomo, są otwory włazowe w płaszczu kotłów dawniej budowanych, których dłuższa oś jest równoległa do podłużnej osi kotła.

Najpewniejszym w użyciu okazał się trzeci rodzaj wzmocnienia, przeto winien być stosowany wszędzie tam, gdzie się tylko da go zastosować.

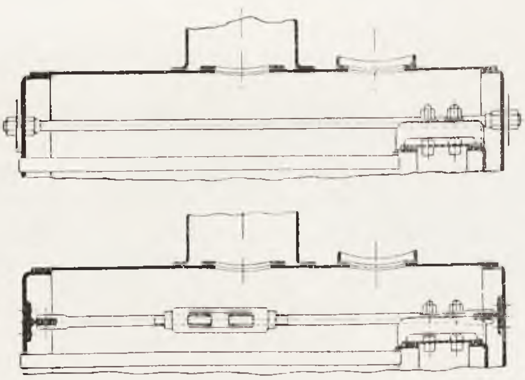
VIII. Rodzaje usztywnień górnych części płaskich dennic.

Większa część powierzchni obu płaskich dennic kotła, przedniej i tylnej, jest silnie



Rys. 39 i 40

wiązana płomieniówkami i płomienicą z jednej strony, i zespórkami poprzez komorę ogniową z drugiej.



Rys. 41 i 42

Dla przeciwstawienia się parciu nazewnątrz, i mogącym wskutek tego nastąpić odkształceniom, muszą być również wiązane górne części tych dennic, do jakiego celu służą narożne kotwy i podłużne ściągi, jako dwa zasadnicze rodzaje usztywnień płaskich dennic.

Narożne kotwy (rys. 40) cechuje ta ujemna strona, że nierzadkie są wypadki przeciekania nitów tych kotw przeważnie na płaskich ścianach, przytem jeszcze stanowią one zawadę przy badaniu wnętrza kotła i dużą przeszkodę dla pracy podczas strącania osadów z obu dennic i tylnej ściany komory ogniowej.

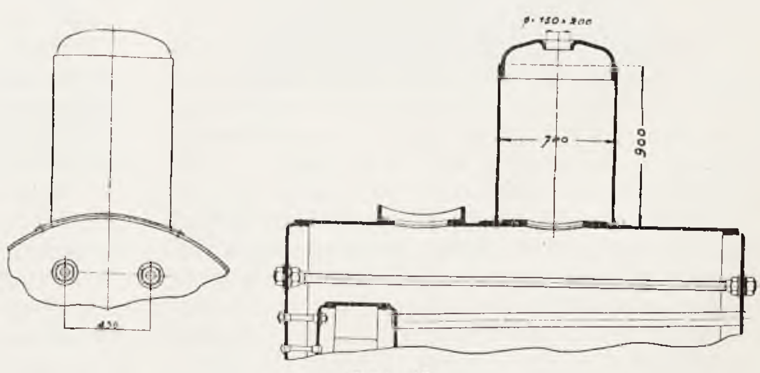
Co do ściągów podłużnych, to w dwojaki sposób łączą one dwie przeciwległe ściany: 1) przy pomocy przynitowanych do dennic belek w postaci kątowników (rys. 39) lub teowników (rys. 42), albo też przy pomocy nakrętek na obydwóch końcach ściągów, jak wskazuje rys. 41.

Pierwszy sposób nie spełnia swego zadania z powodu przeciekania nitów przy belkach i wskutek tego, że z biegiem czasu sworzeń, łączący końce ściągów z belkami, wyżłabia sobie dłuższe gniazda, niż miał je pierwotnie i ściąg pozostaje luźny, nie ściągając dostatecznie dennic.

Drugi sposób jest lepszy od pierwszego i najpewniejszy ze wszystkich, znajdujących się w użyciu.

Położenie i rozstawienie ściągów odgrywa dużą, a czasem decydującą rolę dla kotła, bo od tego zależy możność przedostania się do wnętrza, jego kontrola i oczyszczanie z osadów, zatem stan jego, trwałość i wreszcie bezpieczeństwo podczas pracy, o czem była wzmianka w rozdziale VI-m.

Niestety i na ten szczegół wytwórnie nie zwracają uwagi, a wymownem tego świadectwem jest rysunek 1, który wyobraża kocioł zaprojektowany zaledwie kilka lat temu, i który nie został w tym stanie wykonany wskutek tego, że T-wo Żeglugowe wymówiło sobi w wytwórni przedwstępną aprobatę projektu przez autora, zanim kocioł będzie wykonany. Już pierwszy rzut oka na przekroje kotła pozwala powziąć o nim ujemną opinję. Istotnie, strop komory na całej szerokości swej jest poziomy zamiast tego, żeby być zrobionym jako dwuspadowy. Nie pozostawiono wolnej przestrzeni pomiędzy płomieniówkami pośrodku. Płomienice umieszczono zbyt nisko. Tylna ściana komory ogniowej postawiona pionowo, a nie z pochyleniem. A co jeszcze bardziej obniża wartość takiego kotła, to rozstawienie podłużnych ściągów jeden od drugiego na bardzo małą odległość,



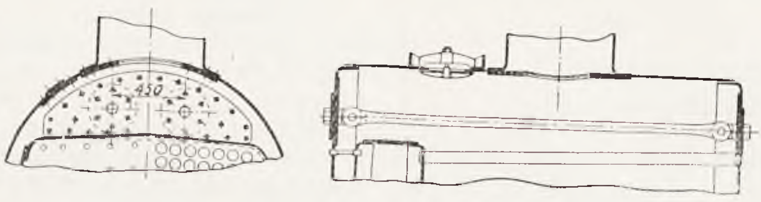
Rys. 43

bo zaledwie 285 *mm* i nadzwyczaj niefortunne rozmieszczenie ich, przy którem ściąg środkowy umieszczono akurat tak, jakby

umyślnie chciano zagrodzić drogę do wnętrza kotła i tak niełatwą poprzez włazy w denku kołpaka i płaszczu kotła.

Poprawne rozstawienie i rozmieszczenie ściągów widzimy na rys. 43-m, przedstawiającym górną część kotła, który został zbudowany i wykonany według wskazówek autora. Środkowa jego część wzdłuż całego kotła jest wolna od ściągów, a rozstęp pomiędzy najbliższemi ściągami wynosi 450 *mm*, co w zupełności pozwala przedostawać się do wnętrza kotła.

Zdarzyć się może, że stosując się do wypowiedzianych poprzednio wskazówek co do należytego rozmieszczenia ściągów, otrzymamy na rysunku mniejszą ich ilość, niż to wypada z obliczenia. Żeby nie pozostawiać w takich wypadkach dennic osłabionych, można zastosować dla usztywnienia ich dodatkową i odpowiedniej grubości płytę nałożoną i przynitowaną do górnej części dennic. (Rys. 44).



Rys. 44

IX. Podłużne szwy nitowe kotła.

Wśród kotłów starszej zwłaszcza budowy widzieć się dają takie, których płaszcz dość często stanowią dwie, a nieraz i trzy blachy, w zależności od czego kocioł ma dwa lub trzy podłużne szwy nitowe, zmniejszające, rzecz oczywista, elastyczność płaszcza. Kotły o mniejszej pow. ogrzewalnej stanowczo nie powinny być budowane więcej, jak z jednej blachy, dającej jeden szew podłużny. Większe tylko, jedno i dwupłomienicowe, dla których budowy płaszcza jedna blacha nie jest wystarczająca, mogą mieć z konieczności najwyżej dwa szwy podłużne z 2-ch blach, nigdy zaś z 3-ch.

Kotły o małej powierzchni ogrzewalnej, o jednym tylko szwie podłużnym na płaszczu, powinny być budowane tak, żeby szew ten nie był umieszczony na spodzie kotła Utrudnia to bowiem znacznie kontrolę jego i doszczelnianie.

Umieszczając jednak szew podłużny powyżej osi kotła, należy zwrócić uwagę na to, żeby przykrywająca krawędź blachy szła od góry, a nie z dołu a to w tym celu, żeby woda ściekająca, czy to z pokładu, czy też przy próbach wodnych nie zatrzymywała się na tym szwie.

W końcu wyrażę jeszcze jedno życzenie, które dotyczy trójrzędnego nitowania szwów podłużnych. Taki szew sprowadza bardzo dużą sztywność, i ze względu na niebezpieczeństwo jego powinien być zaniechany i zastąpiony łączeniem blach w styk i braniem ich w obustronne łubki.

T. S.

WYPADEK Z NACZYNIEM POD CIŚNIENIEM.

W dn. 4 kwietnia r. b. o godz. 7 wieczorem w jednej z łódzkich farbiarń zaszedł wypadek z naczyniem, pracującem pod ciśnieniem, który tylko dzięki szczęśliwemu zbiegowi okolicznośai nie pociągnął za sobą żadnych ofiar ludzkich.

W fabryce tej niedawno ustawiony został warnik dla wyługowywania towaru przed poddaniem go dalszym procesom farbiarskim. Warnik ten poprzednio używany w innej fabryce, niewiadomego pochodzenia i roku budowy, a zainstalowany został przez pewien zakład ślusarski.

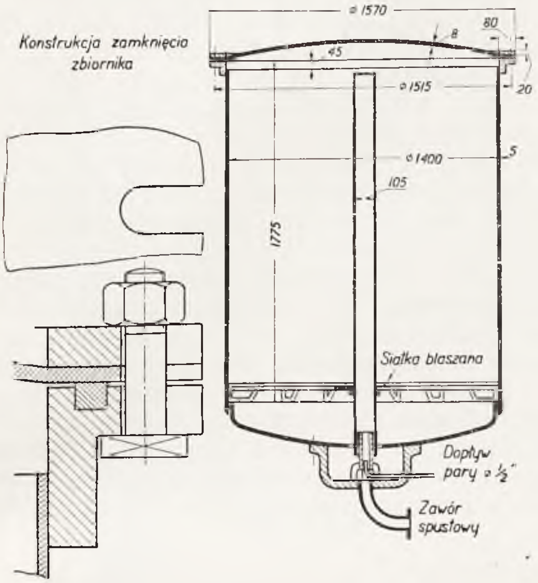
Warnik (rys. 1) składa się z pionowego walczaka wysokości 1800 *mm* i średn. 1410 *mm* złożonego z 3 podłużnych blach grubości 6 *mm*, podłużnie nitowanych w narzutkę jednorzędowo o podziałce nicenia 40 *mm* i nitach 1/2″.

Do dolnego wypukłego dna walczaka przyśrubowana jest żeliwna kopulasta część z okrągłą dziurkowaną nasadą mniejszej średnicy w środku, do której otworem 1/2′ jest doprowadzona para.

Przedłużeniem tej nasady jest środkowa rura średn. 105 *mm* dochodząca prawie do góry walczaka; na dolnem dnie warnika, połączonem wycięciem z żeliwną kopulastą częścią ustawione są na wysokości około 100 *mm* od dna żeberka, podtrzymujące leżące bez przymocowania dziurkowane oddzielne blachy, na których układano towar, który następnie zalewano wodą z sodą.

W górnej części walczaka przynitowany jest żeliwny kątownik z 10 wykrojami dla śrub, utrzymujących górną pokrywę.

Po nałożeniu towaru zamykano górną pokrywę walczaka. Pokrywa ta miała 8 *mm* grubości była wypukła w środku i posiadała płaskie obrzeża, wzmocnione płaskownikiem z żelaza 20 $\times$ 80 *mm*, zaopatrzonym w analogiczne wykroje dla śrub pokrywy; w wypukłej części pokrywy wykonane były trzy otwory o średn. 1/2" — jeden dla kurka odpowietrznika, drugi dla manometru, trzeci dla ciężarkowo-drążkowego zaworu bezpieczeństwa.



Rys. 1

Pokrywa była przymocowana do walczaka na trzech zawiasach do podnoszenia i zamykała się zapomocą 10 śrub 7/8", których łby kwadratowe zakładano w wykroje pierścienia i pokrywy wykonywując następnie połączenie zapomocą zwykłych nakrętek. Osie śrub rozłożone były na obwodzie średn. 1515 *mm*, jedna śruba od drugiej oddalona była w linji prostej o 475 *mm*.

Parę do naczynia doprowadzano przewodem o średn. 1" z głównego przewodu parowego kotła, pracującego pod ciśnieniem 6 *atn*. Para wchodziła do dolnej kopulastej części naczynia wlotem o średn. 1/2" bez jakiegokolwiek zaworu redukcyjnego i odwodnienia.

Para wchodząc do naczynia szła do góry wyżej opisaną nasadą, wciągając przez otwory nasady wodę i wyrzucając ją przez środkową rurę stwarzała swoistą cyrkulację dokładnie przesycającą nałożony do naczynia towar.

Procedura gotowania nałożonej partji towaru w warniku trwała 3 do 4 godzin.

Warnik miał pracować przy ciśnieniu $1\frac{1}{2}$ do 2 *atn*, na które jakoby był nastawiony zawór bezpieczeństwa. Warnik jakoby po zmontowaniu był wypróbowany przez montującego go ślusarza ciśnieniem wodnem na 5 *atn* i uruchomiony po raz pierwszy po zmontowaniu w dn. 3 kwietnia r. b.; w dniu wypadku warnik uruchomiony był po raz drugi.

Warnik ustawiony był na podwórzu pod prowizorycznym dachem w przejściu szerokości 3,4 *m* pomiędzy budynkiem farbiarni i ścianą posesji sąsiada, mającej front od innej ulicy.



Rys. 2

Na krótko przed wypadkiem właściciel farbiarni podchodził do warnika i jak twierdzi strzałka manometru wskazywała $1\frac{1}{2}$ *atn*.

W momencie wypadku usłyszano silny huk co do pochodzenia którego początkowo nie można się było zorjentować. Następnie stwierdzono, że pokrywa warnika jest zerwaną,



Rys. 3

przyczem pokrywa i towar z warnika znikły, na miejscu zaś wypadku koło nieuszkodzonego walczaka warnika (rys. 2) leżał stos gruzów z zerwanego daszku i rozrzucone śruby pokrywy, z których jedna była urwana, a część pogięta.

Pokrywę (rys. 3) znaleziono później na posesji sąsiada w odległości około 17 *m* od warnika, przyczem pokrywa ta przeleciała ponad budynkiem wysokości około 7 *m* i szerokości 8 *m* i upadła w ogródku zarywając się nieco w ziemię.

Pokrywa jest na obrzeżu w miejscu zerwanej śruby wygięta na 120 *mm*, wypukła jej część jest nieco zniekształcona prawdopodobnie od uderzenia przy upadku, manometr, odpowietrznik i zawór bezpieczeństwa są urwane. Ciężarek zaworu bezpieczeństwa wagi $3\frac{1}{2}$ *kg* leżał niedaleko pokrywy.

Spadający wilgotny towar uszkodził w czterech miejscach dach stajni koszar wojskowych położonych w sąsiedztwie i dach domu mieszkalnego sąsiada; w tym ostatnim towar ten wybił dziurę 400 × 900 *mm* przełamując 1″ deski podszalowane pod papą, łamiąc nawet 1 krokiew dachową 150 × 65 *mm*.

Kawałki towaru i części armatury, odłamaną pogiętą rurkę syfonową manometru i odłamany odpowietrznik, jakoteż parę pogiętych blach znaleziono na podwórzu sąsiedniej 4-piętrowej fabryki.

Manometru i klapy bezpieczeństwa nie znaleziono.

Materjał warnika, sądząc po złomie zerwanych zawias pokrywy jest stary i zużyty.

Bezpośrednią przyczyną wypadku było urwanie się jednej ze śrub skręcających pokrywę z warnikiem, śruba ta była naderwana już uprzednio jak wykazuje zardzewiały jej złom i trzymała się tylko małą częścią trzpienia. Przy zerwaniu się tej śruby i wygięciu pokrywy, część bocznych śrub została zgięta i pokrywa zerwawszy zawiasy wyrzucona siłą wybuchu do góry opisała łuk i spadła do sąsiada.

O ciśnieniu, jakie panowało w warniku w chwili wypadku trudno cośkolwiek powiedzieć, można jednak twierdzić, że ciśnienie to przy pracy bez zawora redukcyjnego i dławione jedynie ręcznym zaworem mogło dochodzić nawet do ciśnienia głównego przewodu parowego, t. j. do 6 *atn*.

Zawór bezpieczeństwa przy małej swej średnicy grał rolę raczej sygnału ostrzegawczego niż zaworu bezpieczeństwa.

Pod względem konstrukcyjnym, konstrukcja zamykania pokrywy była zła i ilość śrub i ich przekrój były niedostateczne pod względem bezpieczeństwa nawet dla ciśnienia $1\frac{1}{2}$ *atn*; pod względem instalacyjnym błędem było zainstalowanie warnika bez wentyla redukcyjnego i odpowiednio obliczonego zaworu bezpieczeństwa, pod względem administracyjnym niedopuszczalne było, zasadniczo biorąc, pozostawienie warnika bez żadnego dozoru.

Firma nie uzyskała pozwolenia władz wojewódzkich na dobudowę nowego urządzenia, nie zaprowadziła też książki kontroli tego naczynia według dawnych przepisów rosyjskich, obowiązujących na terenie Kongresówki.

KRONIKA TECHNICZNA.

Badania cieplne i regulacji kotła Velox.

Nad kotłem Velox, ostatnio dość często omawianym w literaturze technicznej [1]), zostały przeprowadzone badania w ruchu, przez prof. dr. A. Stodola [2]). Badania te zasługują na omówienie, tem więcej, że są to jedne z pierwszych prób całkowitej instalacji tego typu.

Kocioł Velox ustawiony w badeńskiej fabryce A. G. Brown-Boveri (rys. 1) posiadał następujące powierzchnie ogrzewalne: komory ogniowej (część opromieniowana) — 21,2 m^2; rur odparowujących (część omywana spalinami) — 31,5 m^2; przegrzewacza pary — 95,5 m^2; podgrzewacza wody — 182 m^2; całowita powierzchnia ogrzewalna 330,2 m^2. Objętość komory ogniowej wynosiła 3,8 m^3. Wydajność kotła normalna 32 *t/godz*, maximalna — 34,5 *t/godz* pary o ciśnieniu 28 *atn* i temperaturze 460°C.

Spalanie w tego rodzaju kotle odbywa się pod ciśnieniem 1 — 2 *atn*, co wymaga znacznego nakładu energji potrzebnej do sprężania powietrza, niezbędnego do spalania. Zapotrzebowanie tak dużej ilości energji własnej, lub pobieranej z zewnątrz, musiało dać złe wyniki. Okazało się koniecznem wytworzyć tę energję zapomocą turbiny gazowej, napędzanej spalinami uchodzącemi z kotła. Temperatura spalin musi być przytem tak dobrana, aby turbina pracowała niezawodnie i, aby kocioł zachował dostateczną sprawność.

Jak już doświadczenia wykazały, dla szybkości gazów spalinowych, większych od pewnych wartości, przejście ciepła od spalin do wody przekracza wielkości dotychczas osiągane. Duże szybkości spalin pozwalają wydatnie zmniejszyć powierzchnię ogrzewalną kotła (ok. 0,1 — 0,5 pow. zwykłego kotła o tej samej wielkości), przez co zmniejsza się również ciężar kotła i zapotrzebowanie miejsca. Zwiększenie szybkości spalin w kotle Velox, powyżej 200 *m/s*, jest możliwe tylko wtedy, gdy turbina gazowa posiada odpowiedni spadek ciśnienia.

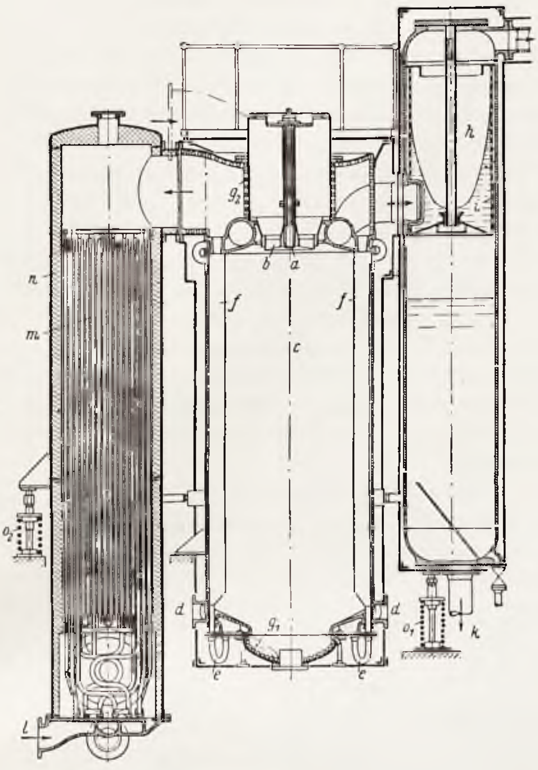
Wykonanie tego rodzaju kotła potwierdziło w praktyce dobre działanie turbiny gazowej. Prócz tego poprawione warunki spalania pod ciśnieniem, przez zastosowanie rozpylaczy płynnego paliwa nowej konstrukcji, pozwalają na użycie nieomal teoretycznej ilości powietrza potrzebnego do spalania. Obciążenie komory ogniowej osiąga przytem wartość 6 — 8 miljonów *Kal*/m^3 i godz. Dzięki małej ilości spalin i znacznym szybkościom, uzyskuje się sprawne przechodzenie ciepła również w podgrzewaczu, a mimo małych powierzchni ogrzewalnych, osiąga się niską temperaturę spalin wylotowych tak, że sprawność przewyższa 90% i tylko dla mniejszych obciążeń sprawność ta nieznacznie opada. Dobre rozwiązanie konstrukcyjne i mały ciężar kotła, pozwalają na jego uruchomienie ze stanu

[1]) Por. *Technika Cieplna* str. 153 r. 1933

[2]) *V. D. I.* str. 429 r. 1935.

zimnego, do chwili uzyskania pełnego ciśnienia, w przeciągu 4,5 — 8 *min.*

Te właściwości w połączeniu z całkowitą automatyzacją ruchu kotła, jak podaje prof. Stodola, skłoniły go do przeprowadzenia poniżej podanych badań.



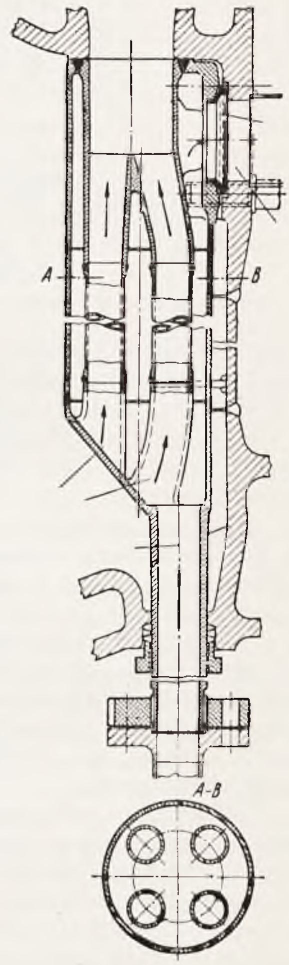
Rys. 1

Schemat kotła Velox o wydajności 32 *t/godz.*

a — rozpylacz paliwa; *b* — urządzenie wytwarzające wiry powietrza doprowadzanego; *c* — komora ogniowa; *d* — wlot wody zasilającej; *e* — rury prowadzące wodę do rur *f*; *f* — rury odparowujące z rurami spalinowemi wewnątrz; g_1 g_2 — wężownice chłodzące; *h* — oddzielacz wody; *i* — sito; *k* — odpływ wody do pompy zasilającej; *l* — wlot pary do przegrzewacza; *m* — rury przegrzewacza; *n* — izolacja; o_1, o_2 — podpory sprężynowe.

Rys. 1 przedstawia schemat kotła Velox, najnowszej konstrukcji, opalanego ropałem. Różnica między kotłem opalanym gazem, polega na wprowadzaniu paliwa płynnego u góry przez dyszę *a*, umieszczoną w urządzeniu *b*, do wytwarzania wirów powietrza. Gazy spalinowe płyną w górę przez rury *f*, do przegrzewacza *m*. Mieszanina pary i wody kierowana jest do oddzielacza *h*, gdzie działaniem siły odśrodkowej, wskutek znacznych szybkości woda zostaje oddzielona od pary i przez sito *i* opada w dół. Osuszona w ten sposób para wchodzi króćcem *l* do przegrzewacza *m*. Obmurze komory ogniowej, na dole i na górze przy wejściu spalin na przegrzewacz, jest chłodzone przez wężownice g_1 i g_2 zawierające mieszaninę wody i pary. Przegrzewacz wyłożony jest płytami izolacyjnemi lub wełną szklaną *n*, które zabezpiecza okrycie wewnętrzne odporne na wysoką temperaturę przed opadaniem. Pompa zasilająca wtłacza wodę króćcami *d* do kotła z oddzielacza w miejscu *k*. Przez rurki *e* woda przechodzi do rur odparowujących *f*. Podpory z silnemi sprężynami o_1 i o_2 przejmują większą część ciężaru przegrzewacza i oddzielacza, aby odciążyć połączenia kołnierzy i umożliwić swobodne rozszerzanie się całego urządzenia.

Na rys. 2 podana jest część właściwego kotła. Do rury zewnętrznej, od dołu, doprowadzona jest woda, a przez cztery rury wewnętrzne przepływają spaliny. Rury wewnętrzne spawane są w kształcie litery *v*, przyczem w miejscach spojenia ścianki są grubsze i spaw nie jest spiłowany. Rura zewnętrzna również jest spawana. Badania szwu spawanego wykazały granicę zmęczenia materjału około 41% wytrzymałości na rozerwanie. Stwierdza to, że spawanie nowoczesnemi elektrodami daje tę samą granicę zmęczenia, jaką posiada dobre miękkie żelazo. Ponieważ znaczne zmiany naprężeń występują w kotle Velox tylko przy uruchomieniu i zatrzymaniu kotła, niema obawy, aby w szwach spawanych została przekroczona granica zmęczenia materjału i powstawać mogły naderwania. Jako uszczelki stosowane są dostatecznie elastyczne metalowe pierścienie soczewkowe. Środkowe części rur odparowujących wykonane są ze stali zlewnej, a górne i dolne części ze stali molibdenowej.



Rys. 2.
Rura odprowadzająca z 4 rurami spalinowemi wewnątrz.

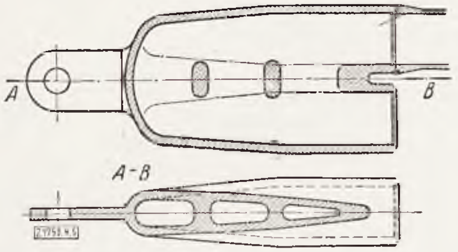
Przegrzewacz widoczny na rys. 1 w przekroju podłużnym, składa się z wężownic połączonych elastycznie z końcówkami ze stali lanej. Aby zmniejszyć opór przepływu spalin, przekroje rur w miejscach zmiany kierunku strumienia spalin posiadają łagodny kształt dla przepływu, rys. 3.

Spaliny z przegrzewacza przechodzą do turbiny gazowej, rys. 4, bezpośrednio sprzężonej z osiową sprężarką powietrza. W konstrukcji turbiny wyzyskano doświadczenia w budowie turbin gazowych używanych do ładowania silników Diesel'a. Zwrócono specjalną uwagę, aby tarcze wirnikowe pracowały w możliwie jednakowej temperaturze, gdyż tylko w ten sposób można uzyskać spokojną pracę turbiny. W górnej części osłony turbiny znajduje się zawór bezpieczeństwa.

Podgrzewacz, w badanym kotle, składał się z partji rur omywanych wodą, rozwalcowanych w 2 płaskich dennicach. W następnych wykonaniach zastosowana będzie konstrukcja podobna do przegrzewacza.

W zwykłych kotłach regulacja musi dostosować do chwilowego obciążenia odpowiednie ilości paliwa i powietrza. W kotle Velox, nie można zapominać o turbinie gazowej połączonej z nim w jedną całość. Jej obciążenie zmienia się proporcjonalnie do zapo-

trzebowania sprężarki, jeżeli dla zmiennych obciążeń ma być zmieniana ilość obrotów, a więc i ilość powietrza. Pozostaną małe tylko różnice mocy turbiny gazowej i sprężarki do wyrównania, a do tego celu służy dodatkowy motor elektryczny, połączony z wałem sprężarki. Motor ten daje równocześnie impuls dla regulacji; jeżeli jego obciążenie zmiejsza się muszą być również



Rys. 3.
Napawana końcówka rur przegrzewacza.

zmiejszone obroty turbiny wraz ze sprężarką i odwrotnie. To umożliwia dostosowanie odpowiedniej ilości powietrza dla danej ilości paliwa i turbina gazowa będzie regulowana samoczynnie. Dodatkowy motor elektryczny potrzebny jest również do uruchamiania kotła ze stanu zimnego.

Regulowanie dopływu wody odbywa się przezzmianę wydajności pompy zasilającej, zależnie od poziomów wody w oddzielaczu.

Osiągając w ten sposób samoczynną regulacjękotła, w wypadku wytwarzania pary do napędu silnika, możnaby wziąc impuls dla regulacji od zmiany zapotrzebowanej mocy, więc np. od regulatora odśrodkowego.

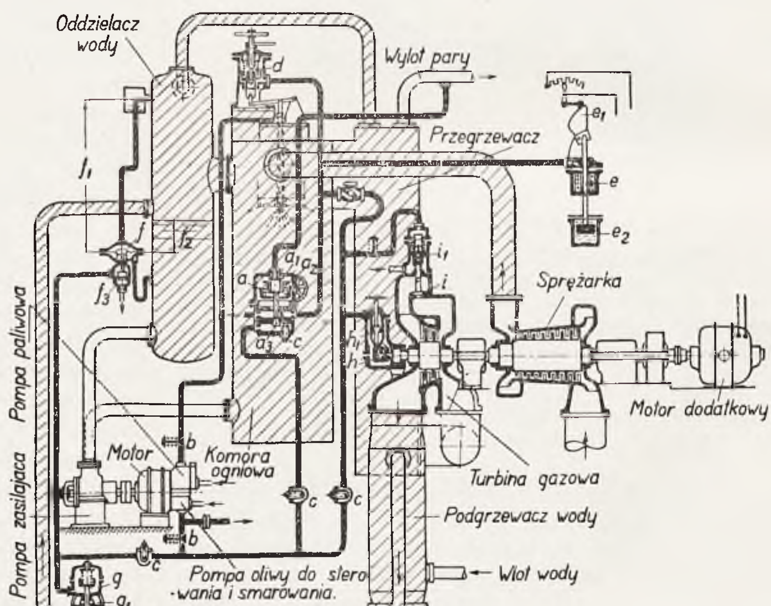
W badanym kotle impuls do regulacji daje zmiana ciśnienia pary w kotle. Wzrost ciśnienia, względnie spadek, zmniejsza lub powiększa wydajność kotła. W związku z tem, urządzenie regulujące składa się z regulatorów: ciśnienia pary, paliwa, powietrza, wody zasilającej oraz dodatkowych urządzeń bezpieczeństwa. Rys. 4 podaje zestawienie wszystkich przyrządów regulujących.

Ciśnienie pary z głównego przewodu odprowadzającego parę z kotła dostaje się do regulatora ciśnienia *a*, którego przepona a_1 wraz ze sprężyną a_2 rozciągając się, względnie ściskając, przepuszcza mniej lub więcej oliwy przez zawór a_3. Pompa dostarczająca oliwę do sterowania posiada zawór przelewowy i ciśnienie oliwy sterującej, zapomocą zaworu *b*, utrzymywane jest stale jednakowe. Wysokość tego ciśnienia może być dowolnie zmieniana według potrzeby zaworem dławiącym *c*. Drugi zawór dławiący doprowadza oliwę sterującą pod tłok *d*, regulatora paliwa, który to tłok zmienia ilość wypływającego paliwa z palników. Tłok regulatora powietrza *e*, pod wpływem ciśnienia oliwy sterującej, zmienia położeniem tarczy e_1, opór wzbudzenia prądnicy układu Leonarda (niewskazanego na rysunku). Przez to zmienia się ilość obrotów motoru dodatkowego. a temsamem i turbosprężarki i to w ten sposób, że dostarczona przez regulator *d* ilość paliwa otrzymuje odpowiednią ilość powietrza.

Dopływ wody zasilającej regulowany jest zapomocą przepony *f*. Na górną jej część działa stałe ciśnienie słupa f_1 kondensatu, na dolną — zmienne ciśnienie słupa wody f_2. Zawór f_3 zmienia ciśnienie wody pod tłokiem *g*, który reguluje ilosć przepływającej wody przez zawór zasilający g_1.

Jako urządzenie bezpieczeństwa, służy przedewszystkiem regulator bezpieczeństwa *h* na wale turbiny, który po przekroczeniu dopuszczalnej ilości obrotów wybija tłok h_1. Następuje połączenie odpływu oliwy sterującej z przelewem i zamknięcie zaworów. Prócz tego na osłonie turbiny znajduje się zawór bezpieczeństwa *i*, który po przekroczeniu ciśnienia przed turbiną powyżej dopuszczalnego (np. — wskutek dopływu pary do spalin w razie pęknięcia rury), łączy przewód wlotowy z wylotowym i zapobiega uszkodzeniu turbiny.

Pompa paliwowa jest napędzana motorem, który jednocześnie daje napęd pompte zasilającej i pompie oliwnej do sterowania.



Rys. 4
Urządzenie regulujące
a — regulator ciśnienia; a_1 — przepona; a_2 — sprężyna; a_3 — zawór oliwny; *b* — zawór ograniczający ciśnienie przepływu; *c* — zawór dławiący; *d* — regulator paliwa; *e* — regulator powietrza; e_1 — regulacja wzbudzenia przetwornicy układu Leonarda; e_2 — katarakta oliwna regulatora powietrza; *f* — regulator wody zasilającej; f_1 — stały słup wody dla regulatora *f*; f_2 — zmienny słup wody dla regulatora *f*; f_3 — zawór regulujący ciśnienie oliwy; *g* — tłok regulatora wody zasilającej; g_1 — zawór zasilający; *h* — regulator bezpieczeństwa; h_1 — odpływ oliwy do regulatora *h*; *i* — zawór bezpieczeństwa na turbinie; i_1 — tłok zaworu *i*.

Ogromne ilości ciepła przechodzące przez powierzchnię ogrzewalną kotła Velox, dochodzące do 300000 Kal/m^2 i godz., nasunęły poważne obawy, że tak silny strumień

ciepła przechodząc przez ścianki, może zmienić strukturę materjału. Stop żelazo-węgiel doznaje przemian strukturalnych zarówno przy przejściu, przez ochładzanie, ze stanu płynnego do stanu stałego, jak również podczas wyżarzania w wypadku ulepszania materjału, czyli t. zw. obróbki termicznej. Zawiłe procesy jakie przy tem zachodzą, są widoczne z wykresu, układu żelazo-węgiel. Najważniejsze przemiany technicznego żelaza odbywają się w temperaturze powyżej 700°*C* a więc są one wykluczone w materjale kotła Velox Zupełnie inaczej zachowują się te części składowe kotła, które przedtem poddane były wymuszonym odkształceniom, a więc zimnym walcom, prasom lub też nadmiernym naprężeniom cieplnym podczas nagrzewania wzgl. wyżarzania. W tych częściach kotła w temperaturze ok. 400°*C* rozpoczyna się już rekrystalizacja.

Płynne techniczne żelazo można uważać jako mieszaninę drobnych kryształków, a przestrzeń między niemi wypełnia pewnego rodzaju substancja. Jeżeli w wysokiej temperaturze zetkną się 2 kryształy, powstają drobiny określonego układu, które wzajemnie na siebie oddziaływują. Rozpoczyna się przestawianie kryształów, sprowadzające się do powiększenia kryształów i ich przesunięć, przyczem części składowe, obce kryształom i w nich rozpuszczone, zostają wydzielone. Gdy w ten sposób utworzy się nowa struktura, ustaje już powiększanie się kryształów. Określona więc temperatura pociąga za sobą pewien ruch drobin, szybkość wydzielania i pewną wielkość kryształów.

Obróbka na zimno niszczy pierwotną strukturę, jednak tego rodzaju obróbka części kotła Velox, a więc rur przegrzewacza i odprowadzających parę, nie budzi zastrzeżeń. Temperatura bowiem ścianek rur odprowadzających nie przekracza 330°*C* i wykluczona jest rekrystalizacja materjału wskutek spiętrzenia ciepła, a rury przegrzewacza są ze stali odpornej na wysoką temperaturę.

Warunki pracy maszyn parowych dają przekonywujący dowód, że spiętrzenie ciepła nie jest tak bardzo niebezpieczne. Według Schmidta, ilość ciepła, jaka przechodzi przez polerowaną i naoliwioną ściankę cylindra maszyny osiąga w pewnych momentach, przy różnicy temperatur o 1°*C*, wartość 30000 — 40000 Kal/m^2 i godz.

Dla wyznaczonej, przez tegoż Schmidta, różnicy temperatur 60°*C*, ilość ciepła jaka przechodzi z pary do ścianki cylindra wynosi 1,8 do 2,4 miljonów Kal/m^2 i godz. Tak duże, a nawet większe ilości ciepła, przechodzą do cylindrów zwykłych maszyn parowych, a jednak nie stwierdzono żadnych zmian w strukturze materjału cylindrów. Nieszkodliwość dużego spiętrzenia ciepła stwierdzają również nowoczesne silniki Diesel'a, w których ok. 2 miljony Kal/m^2 i godz. przenika okresowo przez ścianki cylindrów. Wprawdzie spiętrzenie ciepła odbywa się tylko na głębokości ułamka mm. ścianki cylindra, tem więcej jednak powinna mieć miejsce rekrystalizacja żelaza lanego, z którego wykonane są cylindry, ze względu na zawarty w nim grafit. Jednak doświadczenia wykazały, że przepływające ciepło jest bezpieczne dla materjału, a tylko występujące naprężenia cieplne powodują pęknięcia. Prof. Stodola zbadał liczbowo naprężenia mechaniczne i cieplne bardziej natężonych części składowych kotła Velox i okazało się, że jakość użytego materjału daje zupełną gwarancję, że naprężenia te są dopuszczalne i bezpieczne.

Kocioł był opalany ropałem, którego analiza elementarna wykazała *C* — 84,7%; *H* — 10,8%; *S* — 1,9%, *N* + *O* — 1,3%; wody — 1,14%; popiołu — 0,15%. Dolna wartość opałowa wynosiła $Wu = 9517$ *Kal/kg*. Analiza spalin wykazała 14,8% CO_2. Nadmiar powietrza wahał się w granicach 1,053 — 1,063, czyli zaledwie 5,3 — 6,3% teoretycznie potrzebnej do spalania ilości powietrza.

Manometry, termometry rtęciowe i elektryczne przyrządy miernicze były cechowane przed pomiarem. Zbiornik paliwa był umieszony na cechowanej wadze, która wykazywała już nadwyżkę 200 *g* paliwa. Wydajność kotła mierzono dyszą normalną, a potrzebną do tego różnicę ciśnień-słupami rtęci.

Właściwy pomiar trwał tylko pół godziny. Wobec tak krótkiego czasu pomiaru określono granice błędów, które wyznaczono jak następuje: dla termometrów ± 0,5°; dla manometrów ± 0,2 *at*; dla słupów rtęci przy normalnej dyszy ± 1 *mm*; dla średnicy tej dyszy (⌀ 120 *mm*) ± 0,01 *mm*; dla wagi paliwa ± 3 *kg*; dla pomiaru czasu ± 3 *sek*. Prócz tego uwzględniono błąd w odczytywaniu: dla pomiaru ilości pary ± 0,004 oraz ilości paliwa ± 0,001, jako błędy praktycznie nieuniknione.

Przeprowadzony pomiar wykazał bardzo duży opór, jaki stawiał spalinom komin, a to wskutek małego przekroju wylotowego oraz dużej ilości zagięć strumienia spalin. Opór ten wynosił 1,0657 — 0,985 *ata*, wzgl. 825 *mm* sł. wody. Na podstawie doświadczeń w innych instalacjach, opór ten powinien wynosić nie więcej jak 60 *mm* sł. wody, wobec czego chcąc mieć zależności jakie powinny zachodzić w tej instalacji, trzeba było uwzględnić ten opór w przeliczeniach cieplnych. W tablicy 1 zestawione są dane z pomiaru, oraz zasadnicze wielkości obliczone dla zmierzonego ciśnienia w kominie 825 *mm* sł. wody oraz wielkości przeliczone na 60 *mm* sł. wody.

W rzeczywistości zapotrzebowanie dodatkowej mocy ($L_d = L_t - L_s$) motoru elektrycznego, wynosiła 145 . 0,9 = 130,5 *kW*, czyli więcej o 1,5 *kW* niż to wypada z obliczenia i nadwyżka ta służyła do wyrównywania obciążeń sprężarki. Dla ciśnienia w kominie 60 *mm* sł. wody zapotrzebowanie dodatkowej mocy wyniesie minus 6,5 *kW*, czyli taka nadwyżka mocy pozostanie jeszcze do dyspozycji.

Fabryka budująca wprowadza pojęcie sprawności termodynamicznej dla instalacji kotła Velox, która jest miarą przemiany energji cieplnej w procesie spalania i wytwarzania pary. Sprawność termodynamiczna instalacji wynosi więc:

$$\eta\, term = \frac{\text{ciepło użyteczne odprowadzone w parze}}{\text{ciepło paliwa} + \text{doprowadzona energja}};$$

W cieple paliwa, obok dolnej wartości opałowej, trzeba uwzględnić ciepło doprowadzone przez podgrzewanie paliwa. Dodatkowe energje doprowadzone do obiegu są następujące: część obciążenia motoru dodatkowego, które przechodzi jako ciepło do powietrza w sprężarce oraz część obciążenia motoru pompy zasilającej, po odjęciu zapotrzebowanej mocy przez pompę

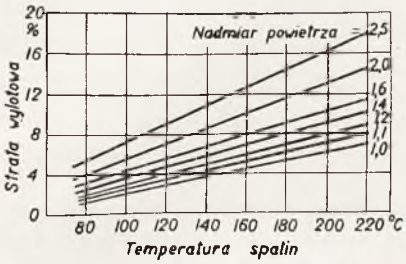
TABLICA 1.

Ciśnienie powietrza za sprężarką	ata	2,583	
„ spalin przed turbiną	„	2,307	
„ spalin za turbiną	„	1,169	
„ spalin za podgrzewaczem	„	1,067	
„ wody przed podgrzewaczem	„	32,6	
„ pary za przegrzewaczem	„	28,2	
„ paliwa przed dyszami	„	23,6	
Temperatura powietrza przed sprężarką	^0C	28,9	
„ spalin przed turbiną	„	533,7	
„ spalin za turbiną	„	427,0	
„ spalin za podgrzewaczem	„	128,7	
„ wody przed podgrzewaczem t	„	55,4	
„ wody za podgrzewaczem	„	176,4	
„ pary za przegrzewaczem	„	461,8	
„ paliwa przed podgrzaniem	„	28,9	
„ paliwa po podgrzaniu	„	104,0	
Zassano powietrza G_p	*kg/godz*	40718	
Zużyto paliwa B	„	2842	
Wytworzono pary	„	33700	
Cieplik pary przegrzanej i	*Kal/kg*	807,5	
Odparowano z 1 m^2 pow. ogrzew. kotła	kg/m^2 i *godz*	640	
„ z 1 m^2 całkowitej pow. ogrzew.	„	102	
Obciążenie komory ogniowej	Kal/m^3 i *godz*	$7{,}12.10^6$	
Ciśnienie w kominie	*mm* sł. H_2O	825	60
Spadek adjabatyczny w turbinie h_t	*Kal/kg*	34,05	36,65
Sprawność turbiny η_t	%	84	85
Obciążenie turbiny L_t [1])	*kW*	1448	1577
Spadek adjabatyczny w sprężarce h_s	*Kal/kg*	22,6	22,3
Sprawność sprężarki η_s	%	67,8	67,3
Zapotrzebowanie mocy sprężarki L_s [2])	*kW*	1577	1569
Zapotrzebowanie dodatkowej mocy $L_d = L_t - L_s$	„	129	— 8
Zapotrzeb. mocy przez pompę zasilającą	„	31,7	31,7
„ „ „ grupę Leonarda	„	175,6	18,8
Sprawność termodynamiczna instalacji η_{ter}	%	92,9	93,30
Sprawność rzeczywista instalacji η_{rz}	„	90,25	92,57
Bilans: Wyzyskano ciepła	„	92,9	93,30
Strata wylotowa	„	3,95	3,97
Promieniowanie i reszta strat	„	3,15	2,73

[1]) $L_t = \frac{(G_p + B) \cdot h_t \cdot \eta_t}{860}$; [2]) $L_s = \frac{G_p \cdot h_s}{860 \cdot \eta_s}$.

oliwną do sterowania i smarowania, które to obciążenie przechodzi jako ciepło do wody zasilającej.

Fizyczne znaczenie sprawności termodynamicznej instalacji nie uwzględnia dokładnie wszystkich warunków pracy, gdyż napęd silników pomocniczych pociąga za sobą koszty, które powinny być wzięte pod uwagę przy określaniu sprawności. Napęd ten najłatwiej można mierzyć ilością ciepła, jaka jest potrzebna do wytworzenia mocy pomocniczych. Nie wystarcza jednak od



Rys. 5
Mniejsze zużycie ciepła w zależności od temperatury wody zasilającej.

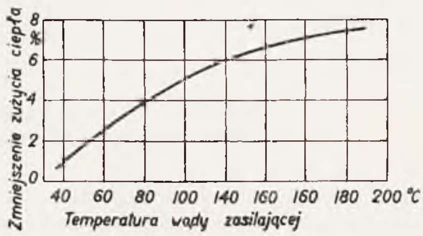
wartości ciepła użytecznego odjąć tylko równowartość ciepła pracy urządzeń pomocniczych t.j. $860 . L$ — gdzie L zapotrzebowanie mocy pomocniczej w kW—konieczne jest uwzględnić przytem i sprawność ogólną tych urządzeń, t. j. odjąć wartość ciepła $\frac{860 \,.\, L}{\eta}$. Prócz tego należy odjąć ciepło Q_v jakie użyto do podgrzewania paliwa. W ten sposób otrzymujemy sprawność rzeczywistą instalacji:

$$\eta_{rz} = \frac{D \,.\, (i - t) - Q_v - \Sigma \frac{860 \,.\, L}{\eta}}{B \,.\, Wu}$$

Do silników pomocniczych należałoby również zaliczyć i pompę zasilającą, jednak przy próbach kotłów zazwyczaj nie uwzględnia się mocy pompy zasilającej. Biorąc pod uwagę równowartość ciepła, jaka potrzebna jest na napęd pompy zasilającej t.j. $\frac{860 \,.\, Lp}{0{,}215}$ — gdzie dla sprawności pompy 60 %, $Lp = 31{,}7 : 0{,}6 \simeq 53\ kW$ — to sprawność rzeczywista instalacji zmniejszy się o 0,75%.

Tak dobre wyniki badań cieplnych kotła Velox, które podane są w tablicy 1, zgadzają się z wynikami prób, jakie przeprowadzono w lipcu 1934 r. w Tulonie na tego rodzaju kotle o wydajności 25 *t/godz* pary, a zasadnicze rezultaty tych prób, dla różnych obciążeń zestawione są w tablicy 2.

Im zimniejsza jest woda zasilająca kocioł Velox,



Rys. 6
Strata wylotowa spalin w zależności od temperatury spalin.

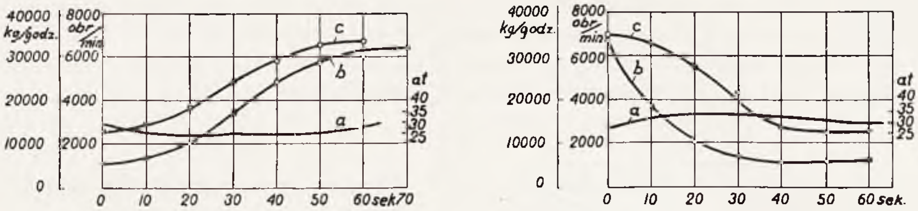
tem wyższa jest jego sprawność. Stąd możnaby wnioskować, że w tego rodzaju kotłach trzeba zrezygnować z korzyści podgrzewania wody parą wylotową. Bliższe rozpatrzenie tego zagadnienia wykazało jednak, że i w tych kotłach korzystne jest podgrzewanie wody zasilającej, tylko musi być ono ograniczone. Na rys. 5 podane są w % mniejsze zużycia doprowadzanego ciepła w zależności od temperatury wody zasilającej. Na rys. 6 podane są straty wylotowe spalin dla różnych nadmiarów powietrza, w zależności od temperatury spalin. Kocioł Velox przewyższa zwykle kotły przedewszystkiem małym nadmiarem powietrza i małą stratą promieniowania.

Na rys. 7 i 8 podany jest przebieg regulacji kotła podczas obciążenia i odciążenia. Para z kotła była pobierana do napędu turbiny, a obciążenie zmieniano otwarciem zasuwy w głównym przewodzie parowym. Dało się to praktycznie uskuteczniać nie prędzej niż w 40-60 *sek.* Wahanie ciśnienia w stosunku do normalnego 28 *atn* wynosiło w pierwszym wypadku 4 *at*, w dru-

TABLICA 2.

POMIAR		1	2	3	4
Wydajność kotła	*kg/godz*	2982	6575	13150	24480
„ „	%	12	27	54	100
Ilość zużytego paliwa	*kg/godz*	244	498	1001	1902,8
Dolna wartość opałowa	*Kal/kg*	9669	9669	9669	9669
Moc silników pomocniczych	*kW*	46,8	54,3	49,2	78,7
Ciśnienie pary	*ata*	19,14	19,09	18,65	17,3
Temperatura pary za przegrzewaczem	°C	295,8	313,0	346,4	372,3
„ wody zasilającej	„	45,3	39,5	42,2	48,3
Sprawność rzeczywista instalacji	%	77,0	89,3	93,4	93,0

gim — 6,2 *at*, które opanowywał regulator napędzanej turbiny. Czas potrzebny do regulacji kotła podczas odciążenia z 34 na 5,5 *t/godz* wynosił ok. 40 *sek*, podczas obciążania z 5,5 na 31 *t/godz* — ok. 60 *sek*. Tylko regulacja opanowała już wzrost obciążenia z 1/5 na 5/5 w przeciągu 15 *sek*. Cechą wykresów regulacji jest brak jakichkolwiek perjodycznych wahań, co zostało potwierdzone przez kilkakrotne powtarzanie tych prób. Tak duża

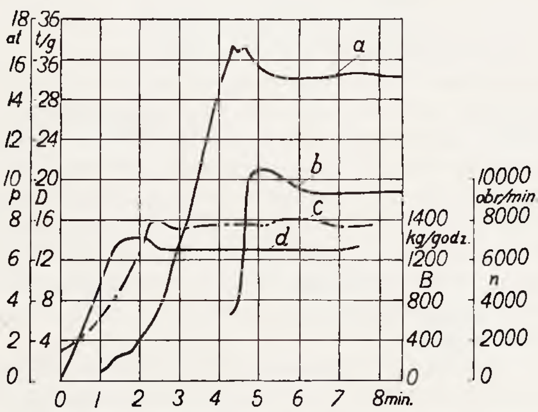


Rys. 7 i 8

Przebieg regulacji podczas szybkiego obciążenia kotła.

a — ciśnienie pary, *b* — wydajność kotła, *c* — ilość obrotów sprężarki.

podczas obciążania kotła miało miejsce stosunkowo słabe wywiązywanie się dymu, co wskazało na potrzebę większego doprowadzania powietrza, przed dostarczeniem większej dawki paliwa. Stwierdzono przytem, że duże szybkości spalin w krótkim już czasie usunęły sadze, które osiadły na powierzchni ogrzewalnej.



Rys. 9

Przebieg rozruchu ze stanu zimnego, kotła o wydajności 20 *t/godz*. (Temperatura wody zasilającej 65°C).

a — ciśnienie pary, *b* — wydajność kotła, *c* — ilość obrotów sprężarki, *d* — ilość użytego paliwa.

Ponieważ podczas regulacji, sprężarka jest przyśpieszana wspólnie przez turbinę gazową i motor dodatkowy, duży opór komina podczas prób, bezsprzecznie hamował to przyśpieszenie. W normalnych warunkach pracy, można się spodziewać, że czas potrzebny do regulacji będzie mniejszy. Rzeczywiście w kotle Velox, w którym zastosowano zamiast dodatkowego motoru elektrycznego, turbinę parową, która prędzej daje się obciążyć, restabilizacja regulacji, powinna dać się bardzo dobrze wyzyskać w praktycznem zastosowaniu.

Na rys. 9 podane są wyniki badań rozpalania kotła Velox ze stanu zimnego, przeprowadzone przez prof. H. Quilby nad kotłem o wydajności 20 *t/godz*. pary. Jak widać już po 1,5 *min*. doprowadzono normalną ilość paliwa, a dopiero po 2 *min*. osiągnięto normalną ilość obrotów sprężarki. To opóźnienie wywołało wywiązywanie się dymu, czego można było jednak uniknąć. W czasie 4 *min*. 10 *sek*. osiągnięto normalne ciśnienie pary, a w przeciągu 4 *min*. 50 *sek*. — normalną wydajność kotła. Prof Stodola badań rozruchu kotła ze stanu zimnego nie przeprowadzał, jednak z porównania zawartości wody i zapotrzebowania paliwa wnioskuje, że czas potrzebny do uruchomienia badanego kotła o wydajności 32 *t/godz*. nie przekroczy 3 *min* 52 *sek*., a nawet przewiduje, że czas ten może być zmniejszony do 3 *min* 20 *sek*, jeżeli podczas rozruchu wyłączony będzie napęd oddzielacza wody.

Badania podczas rozruchu nagrzanego kotła były już przeprowadzane. Ciśnienie pary obniżono do 5, 7 *atn* i do chwili zapalenia palników upłynęła 1 *min*, a ciśnienie i wydajność osiągnęły wartości normalne po upływie 4 *min*. Po zapaleniu palników trzeba było zaraz doprowadzić parę do przegrzewacza, aby zabezpieczyć go przed przepaleniem.

Tak krótki czas potrzebny do uruchomienia kotła Velox, można wyzyskać do chwilowego pokrywania szczytów obciążeń, tem więcej, że nawet turbina parowa nie może być dostatecznie pewnie podgrzana w tak krótkim czasie. Po wyłączeniu tego rodzaju kotła, wskutek małych strat promieniowania, ciśnienie utrzymuje się w nim dostatecznie wysokie przez kilka godzin, tak, że kocioł może być prawie natychmiast uruchomiony pod pełnem obciążeniem.

W.